

УДК 621.822

А. В. ГАЙДАМАКА, О. С. СКИБА, В. В. СВІРГУН

ПРО УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДУ РОЗРАХУНКУ РЕСУРСУ ПІЛІНДРИЧНИХ РОЛИКОВИХ ПІДШИПНИКІВ

Показано недоліки сучасного методу оцінки ресурсу динамічно навантажених циліндричних роликів підшипників, який не враховує в повній мірі особливості їх конструкції та умови експлуатації. Рівень дослідження механізму утворення перекосу кілець підшипників визнано недостатнім для побудови адекватної розрахункової моделі їх навантаження. Обґрунтовано напрям удосконалення розрахунку ресурсу циліндричних роликів підшипників за формулами ДержСТ 18855–94 шляхом уточнення методики визначення еквівалентного радіального навантаження.

Ключові слова: циліндричні роликові підшипники, метод розрахунку, ресурс, перекид кілець, концентрація навантажень.

А. В. ГАЙДАМАКА, А. С. СКИБА, В. В. СВИРГУН
О УСОВЕРШЕНСТВОВАНИИ МЕТОДА РАСЧЁТА РЕСУРСА
ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РОЛИКОВЫХ ПОДШИПНИКОВ

Показаны недостатки современного метода оценки ресурса динамически нагруженных цилиндрических роликовых подшипников, который не учитывает в полной мере особенности их конструкции и условия эксплуатации. Уровень исследования механизма образования перекоса колец подшипников признан недостаточным для построения адекватной расчётной модели их нагружения. Обосновано направление совершенствования расчёта ресурса цилиндрических роликовых подшипников по формулам ГОСТ 18855–94 путём уточнения методики определения эквивалентной радиальной нагрузки.

Ключевые слова: цилиндрические роликовые подшипники, метод расчёта, ресурс, перекося колец, концентрация нагрузки.

A. V. GAYDAMAKA, O. S. SKYBA, V. V. SVIRGUN
ON THE IMPROVEMENT OF THE METHOD OF CALCULATING THE LIFE
OF CYLINDRICAL ROLLER BEARINGS

The shortcomings of the modern method for estimating the life of dynamically loaded cylindrical roller bearings are shown, which does not fully take into account the features of their design and operating conditions. The level of investigation of the mechanism of the skewing of the bearing rings is recognized as insufficient for constructing an adequate calculation model of their loading. The direction of improvement of calculation of a life of cylindrical roller bearings is grounded on formulas GOST 18855-94 by specification of a technique of definition of an equivalent radial load. Improvement of the method for calculating the life of cylindrical roller bearings, which have the peculiarity of perceiving the axial load, requires solving tasks for determining the degree of influence of radial and axial loads on the distortions of rings and rollers, construction of models of contact interaction of parts under different types of distortion, clarification of the distribution of radial load on rollers and an equivalent radial load on the bearing.

Keywords: cylindrical roller bearings, calculation method, resource, skew of rings, load concentration.

Вступ. Розрахунок ресурсу динамічно навантажених підшипників кочення виконують за формулами ДержСТ 18855–94, де вплив осьового навантаження циліндричних роликів підшипників не враховується [1]. Аналогічний підхід до розрахунків циліндричних роликів підшипників існує і в закордонній практиці [2]. Разом з тим відомі типи підшипників 12000, 232000, 42000, 52000 та 62000, 92000, які можуть сприймати високі комбіновані (радіальні і осьові) динамічні навантаження, коли $F_r \geq 0,1 C_r$; $F_a \leq F_r$ (F_r – радіальне навантаження; F_a – осьове навантаження; C_r – базова динамічна радіальна вантажність підшипника) [3]. Значна кількість таких підшипників застосовується для рухомого складу залізниці, серед яких найбільш масовими (близько 2 млн. шт.) і дуже відповідальними за безпеку руху є підшипники типів 232000 і 42000 колісних пар вагонів. Неврахування в повній мірі умов навантаження таких підшипників обумовлює завищені розрахункові значення їх ресурсу, що не дозволяє адекватно визначити міжремонтний термін експлуатації і провести коригування норм витрат підшипників при планових ремонтах. Вказане спонукало авторів до огляду наукових публікацій з питання удосконалення розрахунку ресурсу циліндричних роликів підшипників при їх радіальному та осьовому навантаженні для вибору напряму перспективних досліджень.

Аналіз літературних даних і постановка проблеми. Розрахунковий ресурс підприємників кочення згідно з [1] визначається емпіричною формулою

$$L_h = (10^6 / 60n) \cdot a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot (C_r / P_r)^p, \quad (1)$$

де n – частота обертання, хв^{-1} ;

a_1 – коефіцієнт, що коригує ресурс залежно від на-
пруги;

a_2 – коефіцієнт, що коригує ресурс залежно від спеціальних властивостей підшипника;

a_3 – коефіцієнт, що коригує ресурс залежно від умов роботи підшипника;

P_r – розрахункове еквівалентне радіальне навантаження підшипника;

p – показник степені ($p = 3$ для кулькових підшипників, $p = 10/3$ для роликових підшипників).

Базова динамічна радіальна вантажність роликів підшипників визначається як

$$C_r = b_m \cdot f_c (i \cdot l_w \cdot \cos \alpha)^{7/9} \cdot z^{3/4} \cdot D_w^{29/27}, \quad (2)$$

де b_m – коефіцієнт, що характеризує спосіб виготовлення сталі;

f_c – коефіцієнт, що залежить від геометрії деталі, точності виготовлення, матеріалу;

i – число рядів роликів;

l_w – довжина ролика;

α – номінальний кут контакту підшипника;

z – число роликів;

D_w – діаметр ролика.

Вплив якості матеріалу та конструктивних особливостей деталей підшипників на основі коефіцієнтів b_m і f_c не може бути однозначно встановлений розрахунками. Тому величина динамічної вантажності підшипників визначається експериментально для кожного типорозміру і подається у стандарті.

Еквівалентне радіальне навантаження циліндричних роликів підшипників розраховують як

$$P_r = V \cdot F_r \cdot K_6 \cdot K_T, \quad (3)$$

де V – коефіцієнт обертання;

K_6 – коефіцієнт безпеки, що враховує динамічне навантаження;

K_T – температурний коефіцієнт.

Значення P_r за виразом (3) не враховує для визначених типів підшипників осьове навантаження F_a , вплив якого стандартом пропонується визначати за допомогою коефіцієнтів a_2 , a_3 на основі спеціальних лабораторних та експлуатаційних випробувань. Однак лабораторні випробування не завжди прийнятні через недостатньо об'єктивно отриману інформацію, а проведення експлуатаційних випробувань для деяких машин пов'язано зі значними економічними труднощами. Окрім того, у ДержСТ 18855–94 є зауваження "розрахунки, що виконані згідно з даним стандартом не дають точних результатів для підшипників, що працюють в таких несприятливих умовах і мають таку внутрішню конструкцію, при яких зменшується зона контакту між тілами кочення і доріжками кочення кілець". Неприятливі умови роботи підшипників, про які йде мова в стандарті, характерні для режимів нестаціонарного комбінованого навантаження підшипника радіальними і осьовими силами, коли виникають перекося кілець. Якщо закономірність розподілу радіального навантаження може бути в більшості випадків наближено і відносно просто описана аналітичним виразом, то розподіл осьового навантаження наприклад при перекося кілець має неоднозначний характер і залежить від конструкції підшипникового вузла. Отже, наведені відомості щодо сучасного стану визначення еквівалентного радіального навантаження спонукають до його уточнення.

Недосконалість сучасного методу розрахунку ресурсу підшипників кочення підтверджує досвід експлуатації залізничних вагонів, фактичний ресурс яких за контактнo-втомними пошкодженнями деталей вдвічі менше розрахункового [3].

Достатньо повний аналітичний огляд основних науково-дослідних робіт з теорії розрахунку підшипників кочення подано в роботі [4]. Однак питання аналізу роботи циліндричних роликів підшипників в умовах

радіального і осьового навантаження у згаданій публікації розглянуто не достатньо, потребує також обґрунтування вибір напряму удосконалення методу розрахунку ресурсу.

Ціль та задачі. Метою роботи є проведення аналітичного огляду останніх публікацій з методу розрахунку ресурсу динамічно навантажених циліндричних роликів підшипників при їх радіальному і осьовому навантаженні для обґрунтування вибору напряму удосконалення розрахунку.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

– провести аналіз публікацій з методу розрахунку ресурсу динамічно навантажених циліндричних роликів підшипників;

– обґрунтувати вибраний напрям удосконалення методу розрахунку ресурсу циліндричних роликів підшипників при їх комбінованому (радіальному і осьовому) навантаженні.

Основна частина. Удосконаленню методу розрахунку ресурсу роликів циліндричних підшипників присвячені роботи вітчизняних і закордонних науковців І. Е. Мартинова, А. В. Гайдамаки, А. В. Бородіна, Ю. А. Іванової, Ф. Г. Нахатакяна, Р. Gupta, Т. Harris, Т. Sakaguchi.

Розрахунок середнього ресурсу в роботі [5] виконано на основі дослідження технічного стану роликів підшипників букс вантажних вагонів. Однак отримана формула для конкретної партії підшипників не придатна до застосування для підшипників букс пасажирських вагонів. В роботі [6] запропонована методика визначення ресурсу дворядних конічних касетних роликів підшипників на основі числового розрахунку напружень в контакті роликів з зовнішнім і внутрішнім кільцями.

Ймовірність безвідмовної роботи роликів підшипників колісних пар вагонів з урахуванням контактнo-втомних пошкоджень поверхонь кочення деталей і втомних руйнувань сепаратора за умови їх статистичної незалежності, яка підтверджується багаторічними спостереженнями службами експлуатації залізниць, пропонується в роботі [7]. Отримані формули застосовано у порівняльних розрахунках ймовірностей безвідмовної роботи підшипників з різними сепараторами для визначення найкращої конструкції. При цьому величина напружень в сепараторі розрахована аналітичним методом на основі запропонованих моделей статичної, кінематики, динаміки підшипників.

Вплив концентрації навантаження від перекося кілець на ресурс підшипника в перше досліджено в роботах [8, 9]. Разом з тим модель навантаження ролика радіальними і осьовими силами не враховує умови роботи підшипникового вузла, оскільки побудована для одного підшипника. Крім того, не відповідає дійсності і лінійний характер розподілу контактних напружень на доріжках кочення кілець. Недостатній рівень дослідження механізму утворення перекося кілець окремого підшипника і підшипникового вузла, а також невизначеність дійсних величин перекося не дозволили авторам робіт [8, 9] побудувати

адекватну математичну модель динамічного навантаження деталей підшипників.

Відомо [3], що для циліндричних роликових підшипників колісних пар залізничних вагонів характерні перекоси як у нормальній (рис. 1, а), так і дотичній (рис. 1, б) площині до доріжки кочення внутрішнього кільця.

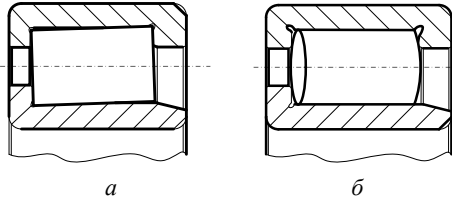


Рис. 1 – Види перекосів циліндричного ролика:
а – у нормальній площині; б – у дотичній площині

Перекоси циліндричних роликів спричинюють концентрацію навантаження і зміну кінематики деталей, сприяють передчасному їх руйнуванню. Відрізняють три випадки кутової не співвісності циліндричних роликів у нормальній площині до доріжки кочення внутрішнього кільця (рис. 2).

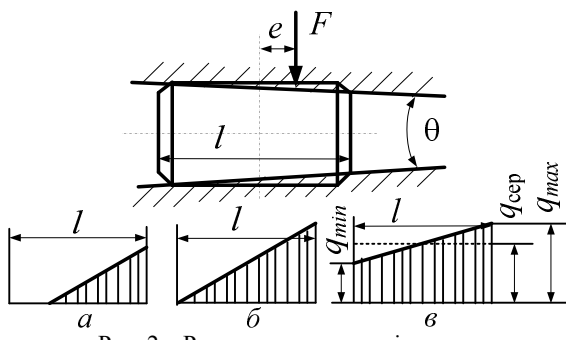


Рис. 2 – Розрахункова схема і епюри:
а – великих перекосів; б – граничних перекосів;
в – малих перекосів

Перший випадок (рис. 2, а) відповідає великому перекосу, коли на частині довжини ролика відсутній контакт з кільцями і коефіцієнт не співвісності [10] визначають як

$$f_0 = 2\sqrt{\theta/\theta_0}, \quad (4)$$

де θ – можлива не співвісність;

θ_0 – гранична не співвісність;

другий випадок (рис. 2, б) відповідає граничному значенню перекосу, коли ще зберігається контакт ролика з кільцями і коефіцієнт не співвісності

$$f_0 = 1 + \theta/\theta_0; \quad (5)$$

третій випадок (рис. 2, в) відповідає малому перекосу, коли тиск обох країв ролика з кільцями має різні величини і коефіцієнт не співвісності має вид

$$f_0 = q_{\max}/q_{\text{сер}}, \quad (6)$$

де $q_{\max}, q_{\text{сер}}$ – відповідно максимальне та середнє значення тиску в контактні ролика з кільцями.

Аналітичне розв'язання задачі про контакт двох циліндрів при перекосі у нормальній площині із застосуванням моделі пружної основи, де визначені напруги, деформації, площадки контакту, наведено в роботі [11]. Дослідженнями кінематики і динаміки роликових підшипників з урахуванням перекосів кілець присвячені роботи [12–14]. Разом з тим в публікаціях [11–14] не враховано можливі перекоси роликів у дотичній площині до доріжки кочення внутрішнього кільця.

Отже, в усіх розглянутих роботах відсутні дослідження впливу не співвісності роликів у дотичній площині до доріжки кочення внутрішнього кільця і комбінованої (у нормальній і дотичній) не співвісності на напруження в зоні контакту підшипників.

Обговорення результатів дослідження. Аналіз удосконалених методів розрахунку роликових підшипників показує, що їх ресурс визначається наближено. Значна розбіжність результатів розрахунку і досвіду експлуатації пояснюється складністю врахування визначальних факторів – умов роботи, конструкції підшипника та підшипникового вузла.

Значна група циліндричних роликових підшипників може сприймати окрім радіального одночасно і осьове навантаження, що спричинює перекоси кілець та роликів, а отже концентрацію навантаження на доріжках кочення кілець з їх передчасним виходом з ладу і зменшенням ресурсу. Цей факт при визначенні ресурсу роликових підшипників у вітчизняній і закордонній практиці проектування не враховується.

Умови експлуатації підшипників визначаються розрахунковим еквівалентним радіальним навантаженням, яке залежить від коефіцієнтів радіального і осьового навантажень, коефіцієнтів обертання, безпеки, температурного коефіцієнту. Визначення еквівалентного радіального навантаження циліндричних роликових підшипників при дії радіальних і осьових сил необхідно виконувати із урахуванням коефіцієнтів відповідних сил.

Встановлення впливу особливостей конструкцій підшипникових вузлів на ресурс підшипників, що сприймають комбіноване навантаження, потребує досліджень з урахуванням геометрії контактуючих деталей, величин перекосів роликів та кілець і зазорів.

Висновки:

1. Проведений аналіз публікацій щодо методу розрахунку ресурсу динамічно навантажених циліндричних роликових підшипників при їх радіальному і осьовому навантаженнях дозволив вибрати напрям його удосконалення, який полягає в уточненні методики визначення еквівалентного радіального навантаження.

2. Удосконалення методу розрахунку ресурсу циліндричних роликових підшипників, що мають особливість сприймати осьове навантаження, потребує розв'язання наступних завдань:

- встановлення степені впливу радіального і осьового навантажень на перекоси кілець та роликів;
- побудови моделей контактної взаємодії деталей при різних видах перекосу;

- уточнення розподілу радіального навантаження на ролики і еквівалентного радіального навантаження на підшипник.

Список літератури

1. *ДержСТ 18855–94 (ISO 281–89) Підшипники кочення. Динамічна розрахункова вантажність і розрахунковий ресурс (довговічність)*. 1997. 29 с.
2. SKF General Catalogue 4000 E. 1989, 976 p.
3. Гайдамака А. В. *Роликоподшипники букс вагонов и локомотивов: моделирование и усовершенствование*. Харків, Курсор, 2011. 320 с.
4. Гайдамака А. В. Підшипники кочення: удосконалення методу розрахунку (науковий огляд). *Вісник НТУ "ХПІ"*. Харків, НТУ "ХПІ", 2017. № 25 (1247). С. 29–36.
5. Мартинов І. Е. Визначення довговічності конічних підшипників для рухомого складу. *Зб. наук. праць УкрДАЗТ*. Харків, УкрДАЗТ. 2007. Вип. 86. С. 56–61.
6. Мартинов І. Е. Питання розрахунку довговічності буксових роликопідшипників. *Зб. наук. праць УкрДАЗТ*. Харків, УкрДАЗТ. 2000. Вип. 44. С. 76–79.
7. Гайдамака А. В. *Методологія підвищення технічного рівня роликових підшипників букс рейкового транспорту*: автореф. дис. докт. техн. наук : 05.02.02. Одеса, 2017. 40 с.
8. Бородин А. В. Расчёт ресурса комбинированной опоры оси грузового вагона. *Омский научный вестник*. Омск. 2011. № 2. С. 79–81.
9. Иванова Ю. А. *Повышение ресурса буксовых подшипников грузовых вагонов*: дис. канд. техн. наук : 05.22.07. Омск, 2009. 26 с.
10. Черменский О. Н. *Подшипники качения*. Москва, Машиностроение, 2003. 576 с.
11. Нахатакян Ф. Г. Контактные напряжения и деформации цилиндров при перекосе. *Вестник машиностроения*. Москва, 2011. № 10. С. 45–48.
12. Gupta P. *Advanced dynamics of rolling elements*. Berlin.: Springer, 1984. 346 p.
13. Harris T. *Rolling bearing analysis*. New York, 2006. 481 p.
14. Sakaguchi T. *Dynamic Analysis of Cage Stress in Tapered Roller Bearings*. Proc. ASIATRIB. Kanazawa, 2006. 649 p.
15. carrying capacity and the estimated design life (durability)]. Kiev, Derzhstandart Ukrayiny Publ., 1989, 29 p.
16. SKF General Catalogue 4000 E [Tekst]. 1989, 976 p.
17. Gaydamaka A. V. *Rolykopodshypnyky buks vagonov y lokomotyvov: modelyrovanye y usovershenstvovanye* [Roller Bearings of boxes of wagons and locomotives: modeling and improvement]. Kharkov, Kursor Publ., 2011. 320 p.
18. Gaydamaka A. V. *Pidshypnyky kochennya: udoskonalenie metodu rozrakhunku (naukovi ogliad)* [Rolling bearings: Improvement of the calculation method (scientific review)]. *Vestnyk HTU "KhPI"*, [Bulletin of the National Technical University "KhPI"]. Kharkov, NTU "KhPI", 2017, No. 25 (1247), pp. 29–36.
19. Martynov I. E. *Vyznachennya dovhovichnosti konichnykh pidshypnykyv dlya rukhomoho skladu* [Determination of durability tapered bearings for rolling stock]. *Zb. nauk. prats UkrDAZT*, [Bulletin of the Ukrainian State Academy of Railway Transport]. Kharkov, UkrDAZT, 2007, Vol. 86, pp. 56–61.
20. Martynov I. E. *Pytannya rozrakhunku dovhovichnosti buksovykh rolykopidshypnykyv* [The issue of durability axle roller]. *Zb. nauk. Prats, UkrDAZT*, [Bulletin of the Ukrainian State Academy of Railway Transport]. Kharkov, UkrDAZT, 2000, Vol. 44, p.p. 76–79.
21. Gaydamaka A. V. *Metodolohiya pidvyshchennya tekhnichnogo rivnya rolykovykh pidshypnykyv buks reykovogo transportu: avtoref. dys. dokt. tekhn. nauk: 05.02.02* [Methodology improve the technical level of roller bearing axle boxes of railway transport. Abstract of a thesis dr. eng. sci. diss. 05.02.02]. Odessa, 2017. 40 p.
22. Borodyn A. V. *Raschet resursa kombynyrovannoy opory osy hru-zovoho vahona*. [Raschiot resources kombynyrovannoy poles axis freight car]. *Omskyy nauchnyy vestnyk*, 2011, No. 2, p.p. 79–81.
23. Yvanova Y. A. *Povyshenye resursa buksovykh podshypnykov hru-zovykh vagonov: dys. kand. tekhn. nauk: 05.22.07* [Increase resources buksovykh bearings hruzovih carriages. Abstract of a thesis candidate eng. sci. diss. (Ph. D.) 05.22.07]. Omsk, 2009. 26 p.
24. Chermenskyy O. N., Fedotov N. N. *Podshypnyky kachennyya* [Rolling bearings]. Moscow, Mashynostroenye Publ., 2003. 576 p.
25. Nakhatkayan F.G. *Kontaktnyye napruazheniya i deformatsii tsilindrov pri perekose* [Contact stresses and deformations of cylinders in case of skew]. *Vestnik mashinostroyeniya*, 2011, Vol. 10, pp. 45–48.
26. Gupta P. *Advanced dynamics of rolling elements*. Berlin: Springer, 1984. 346 p.
27. Harris T. *Rolling bearing analysis*. New York, 2006. 481 p.
28. Sakaguchi T. *Dynamic Analysis of Cage Stress in Tapered Roller Bearings*. Proc. ASIATRIB. Kanazawa, 2006. 649 p.

References (transliterated)

1. *DSTU 18855–94 (ISO 281–89). Pidshypnyky kochennya. Dynamichna rozrakhunkova vantazhnist i rozrakhunkovyy resurs (dovhovichnist)* [State Standard 18855-94 (ISO 281-89). Rolling bearings. Dynamic

Надійшла (received) 04.05.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Гайдамака Анатолій Володимирович (Гайдамака Анатолий Владимирович, Gaydamaka Anatolij Volodymyrovych) – доктор технічних наук (Dr. habil. of Eng. S.), доцент, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", завідувач кафедри деталей машин та мехатронних систем; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-2345-6789>, e-mail: gaydamaka.doc@gmail.com

Скиба Олександр Сергійович (Скиба Александр Сергеевич, Skyba Oleksandr Sergijovych) – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", аспірант кафедри деталей машин та мехатронних систем; м. Харків, Україна; e-mail: a.skyba@koda.ua

Свіргун Валентин Володимирович (Свиргун Валентин Владимирович, Svirgyn Valentyn Volodymyrovych) – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", студент гр. MIT-25; м. Харків, Україна.